

九州工業大学学術機関リポジトリ



Title	ボルト・ナット締結体の疲労強度に及ぼすピッチ差の影響とその解析モデルの提案
Author(s)	野田, 尚昭; 佐野, 義一; 陳, 鑫; 丸山, 光; 王, 寰; 藤澤, 良太; 高瀬, 康
Issue Date	2015-10-18
URL	http://hdl.handle.net/10228/5578
Rights	一般社団法人日本機械学会

ボルト・ナット締結体の疲労強度に及ぼすピッチ差の影響と その解析モデルの提案

野田 尚昭^{*1}, 佐野 義一^{*2}, 陳 鑫^{*3}, 丸山 光^{*3},

王 寰^{*3}, 藤澤 良太^{*3}, 高瀬 康^{*2}

Fatigue strength for bolts and nuts having slight pitch difference considering incomplete threads of nut

Nao-Aki NODA ^{*1}, Yoshikazu SANO ^{*2}, Xin CHEN ^{*3}, Hikaru MARUYAMA ^{*3}

Huan WANG ^{*3}, Ryota FUJISAWA ^{*3} and Yasushi TAKASE ^{*2}

^{*1, *2, *3} Department of Mechanical Engineering, Kyushu Institute of Technology
1-1 Sensui-cho, Tobata-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka 804-8550, Japan

Received 27 April 2015

Abstract

The high strength bolts and nuts are widely used in engineering structures. To investigate the pitch difference on the fatigue strength of bolt, a slight pitch difference is considered between the bolt and nut. Here, the pitch of the nut is α μm larger than the pitch of the bolt. The fatigue experiment is conducted with varying pitch difference. The results show that the fatigue life is extended to about 1.5 times of the one of normal bolt and nut by introducing the suitable pitch difference under the high stress amplitude. According to the detailed observation on the fractured specimens, it is found that the fractured positions and the crack distributions vary depending on the pitch difference. To clarify the improvement mechanism of the fatigue strength, the finite element method is applied to calculate the stress amplitude and mean stress at each bottom of bolt threads. It is found that the finite element analytical model considering the incomplete nut threads is useful for predicting the crack initiation under different pitch difference introduced.

Key words : Strength, Material testing, Stress concentration, Fatigue, Screw, Finite element method, Contact problem

1. 緒 言

ねじ締結体は、使用頻度、重要度が高い機械要素で産業界に広く普及しているが、便利な反面、破損や緩み防止に注意を要する。破損は特定のねじ底に高い応力が集中し、ねじ底の強さが大幅に低下することが原因である。ボルトの安全性や信頼性を確保するため、これまでに多くの研究が行われているがその多くは耐緩みに関するものである（ハードロック工業株式会社，2002）（泉他，2005）（肖他，2008）。

強度向上に関してはボルト形状を変化させてねじ谷底の応力緩和に注目した研究（西田，1986）（平井，宇野，2005）（桑原他，1990）（Nishida, et al., 1997）（肖他，2011）（久原他，2008）（Noda, et al., 2011）や、材質の違いによる疲労強度に及ぼす影響などの研究がなされている（砂本，藤原，1966）（Yakushev, 1964）（丸山，1975）。ボルトとナットにピッチ誤差を有する場合の、ねじ山の応力集中への影響についての研究はこれまでにない。ピッチ差を付与して、ボルト・ナット間の接触状態を変えることによって疲労強度が向上できるという結果が得られている（新日本製鐵株式会社，2005）。しかし、それぞれのねじ谷底に生じる応力に注目して、最大応力振幅のピッチ差による変化を詳細に研究したものは少ない。積極的にピッチ差を設けて、耐疲労の向上を目的とした提

No.15-00240 [DOI: 10.1299/transjsme.15-00240]

^{*1} 正員，フェロー，九州工業大学 大学院工学研究院 機械知能工学研究系（〒804-8550 福岡県北九州市戸畑区仙水町 1-1）

^{*2} 正員，九州工業大学 工学部

^{*3} 九州工業大学 大学院 工学研究科

E-mail of corresponding author: noda@mech.kyutech.ac.jp

案（濱中ナット株式会社，2006）（杉村，1989）はなされているがその効果は明示されていない．著者らは先の研究でピッチ差を設けることにより有限寿命が向上することを特定の負荷レベルで明らかにした（赤石他，2013）．また，緩み止めと高い疲労強度を得るための最適ピッチ差についても考察を行ったが，疲労強度に関しては解析結果と実験結果との整合が十分とはいえない（野田他，2015）．

本研究では，ナットねじに微小ピッチ差を付加して，緩み防止と疲労強度の異なる二つの機能を同時に高めることができ，しかも低価格に提供できるボルト・ナット締結体の開発を最終的な目標としている．本論文では，二つの機能のうち疲労強度の課題を取り上げ，ピッチ差の疲労き裂発生への影響を論理的に明らかにすることを目的とする．そこで，本研究では図1に示すM16のボルトとナットにピッチ差を与えた締結体を対象に，疲労試験と有限要素法解析により，ピッチ差の疲労強度と破壊メカニズムに与える影響を明らかにする．ここでは，応力振幅レベルを5段階とし， 2×10^6 疲労限度を求め疲労強度特性全体を把握できるようにする．本研究では，ナットのねじ部の面取りの影響も考慮した新しいモデルを提示し FEM 解析を行う．そして，新しい解析結果と前報における疲労試験結果の両者を比較検討するとともに，疲労試験片のき裂観察を含めた考察を行い，異なるピッチを有するボルト締結体の疲労寿命向上のメカニズムを明らかにする．図2は本研究で用いた M16 ナットの断面写真で，M6 以上のナットには両端ねじ部に面取りされることがボルト・ナット組立て作業性向上のため，一般的である．このような面取りによりナット両端のねじ山がボルトねじ山に接触しないことに着目して新モデルを提案する．

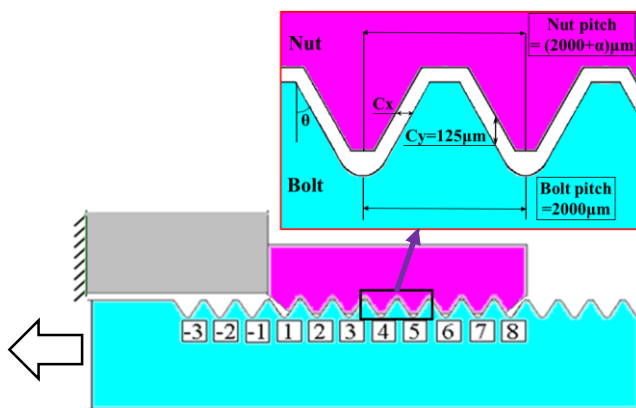


Fig. 1 Schematic diagram of bolt joint. The standard M16 bolt and nut have the same pitch dimension as 2000 μm . Herein, the nut pitch is $(2000+\alpha)$ μm , and α is named as pitch difference. The clearance between bolt and nut has a standard dimension as 125 μm .

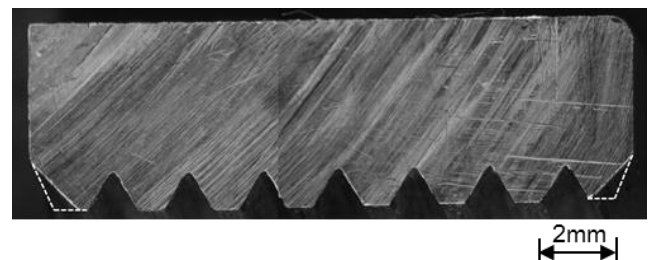


Fig. 2 Incomplete threads at nut ends by cut away.

2. 疲労試験方法

2・1 試験材と試験片

ボルト締結体の疲労試験には 392kN（40tonf）サーボ疲労試験機を用いる．研究に用いる M16 ボルト・ナットの規格を表1に示し，各物性値を表2に示す．また，図3に解析に用いたボルト・ナットの応力ひずみ線図を示す．ナットは通常ピッチのものに比べて，ピッチ差0を基準として α だけ大きくする．ボルトのピッチ p は 2000 μm であるので，ナットのピッチは， $(2000+\alpha)$ μm となる．用いるピッチ差は，緩み止め向上に最適な結果がえられている $\alpha=\alpha_{\text{large}}$ と，先の研究で有限寿命が向上したピッチ差 $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ （5～30 μm ），それに比較のためのピッチ差 $\alpha=0$ を用いて疲労試験に加えて FEM 解析を行う．締結部試験体の概略図とねじ谷底の番号を図1に示す．図1中の番号 -3, -2...7, 8はボルト各ねじ谷底に対するものである．また，ボルト，ナット間のクリアランスは，平均的な値である片側 125 μm とする(図1)．

2・2 ピッチ差 α による締め込み過程のプリベリントルクの発生

ナットのピッチ差がある大きさ以上になると，ナットを回転させて挿入する過程でナット前面に被締結物に到達する前に，ナットに回転抵抗が生じる．この回転抵抗は，プリベリントルク（Prevailing torque）と呼ばれ，

2・3 試験条件

The diagram illustrates a bolt-nut assembly. A grey rectangular block is positioned on the left, with a dashed line indicating its horizontal position. Below it is a blue rectangular block labeled "Bolt". A pink rectangular block labeled "Nut" is positioned on top of the bolt. The nut has a series of small circles along its length, representing the contact points. Above the nut, three circular cross-sections show the contact area between the nut and the bolt. Each cross-section is labeled "Contact" and shows a V-shaped indentation in the pink material, with a red arrow pointing to the contact point. The bolt has a series of small circles along its length, representing the contact points.

The diagram illustrates a bolted joint assembly with the following specifications:

- Nut M16**
- Washer $\Phi 17 \times 95 \times 15t$**
- Bolt M16 $\times 140$**
- Washer $\Phi 17 \times 95 \times 15t$**

Dimensions:

- Overall width: 190
- Inner hole diameter: $\phi 17$
- Outer hole diameter: $\phi 22(\phi 25)$
- Plate thickness: 15
- Washer thickness: 15
- Distance from top plate center to washer center: 95
- Distance between washer centers: 110
- Distance from bottom washer center to bottom plate center: 95
- Total height: 130

Table 1 JIS Standard of bolt and nut.

	Strength grade	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)
Bolt	8.8	660	830
Nut	8	—	—

	Elastic modulus (GPa)	Poisson's Ratio	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)
SCM435 (Bolt)	206	0.3	800	1200
S45C (Nut)	206	0.3	530	980

	Prevailing torque (N·m)
0	0
α_{middle}	0
α_{laege}	30

Load (kN)		Stress (MPa)*		Stress ratio R
Mean load	Load amplitude	Mean stress σ_{mean}	Stress amplitude σ_{amp}	
30	22.6	213	160	$R = \frac{\sigma_{mean} - \sigma_{amp}}{\sigma_{mean} + \sigma_{amp}}$ 0.14
30	18.3	213	130	0.24
30	14.1	213	100	0.36
30	11.3	213	80	0.45
30	9.9	213	70	0.50
30	8.5	213	60	0.56

※ $A = \frac{\pi d^2}{4}$: Area at minimum cross section of bolt (=141mm²)

4

$\sigma_n = \frac{F}{A}$

F : Axial force

d

疲労で、6水準の負荷条件は表4に示すとおりである。繰返し速度は8Hzとし、繰返し数 2×10^6 回をもって疲労限として、S-N曲線を求める。前報（野田他，2015）においては1負荷水準の疲労試験に基づくものであるのに対して、本論文ではより系統的な試験とき裂観察を行い、ピッチ差の疲労強度に及ぼす影響とそのメカニズムについて考察する。

3. 疲労試験結果と試験後の試験片の観察

3・1 疲労試験結果

図6に疲労試験によって得られたS-N曲線を示す。有限寿命域においては、ピッチ差を設けることによって寿命の向上が認められ、最も寿命が延びた $\alpha = \alpha_{\text{middle}}$ では $\alpha = 0$ に対しておよそ1.5倍であった。 2×10^6 疲労限は、ピッチ差によらず60MPaと整理される。しかし、ボルトねじ底のき裂観察から $\alpha = 0$ のみ60MPaを疲労限といえるが、他の α では深いき裂が生じており、それらの疲労限は60MPaより低いと判断される（図9参照）。図6と同様の結果は、前報（野田他，2015）でも報告している。これに加えて、本研究では疲労限を含む6水準の応力レベルの疲労試験結果に基づいて、ピッチ差の影響を系統的に明らかにすると共に、FEMを用いた解析シミュレーションの精度を高めるために新たなモデルを提案する。そしてピッチ差が疲労破壊に影響するメカニズムを実験と解析の双方から考察する。表5に、各応力振幅における時間強度（寿命）をピッチ差 $\alpha = 0 \mu\text{m}$ を基準にして比較対比して示す。応力振幅80MPa以上の高応力域において時間強度は、ピッチ差 $\alpha = \alpha_{\text{middle}}$ でほぼ1.5倍以上、ピッチ差 $\alpha = \alpha_{\text{large}}$ で1.2倍以上である。しかし、低い応力域においては、 α による時間強度比は小さくなり、疲労限レベルでは1.0に収束する。図7(a), (b), (c)に応力振幅100MPaの場合の $\alpha = 0$ 、 $\alpha = \alpha_{\text{middle}}$ 、 $\alpha = \alpha_{\text{large}}$ それぞれ疲労試験後の試験片の破断位置と破断面を示す。破断はいずれのピッチ差のボルトでもねじ山No.1付近で生じており、同様に見えるが、破面の様子は異なっている。すなわちピッチ差 $\alpha = 0$ （図7(a)）のみがほぼ平坦であるのに対し

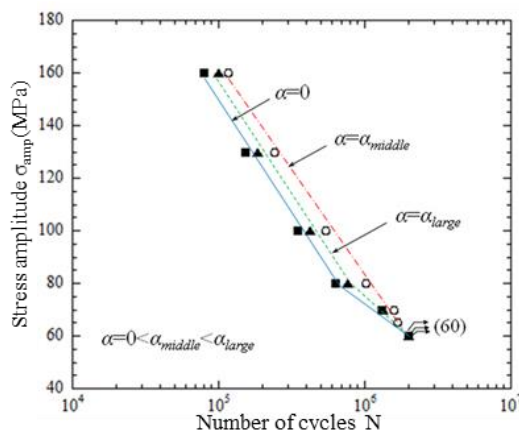
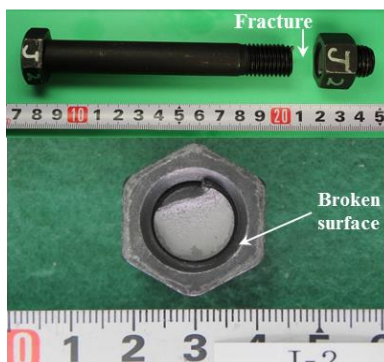


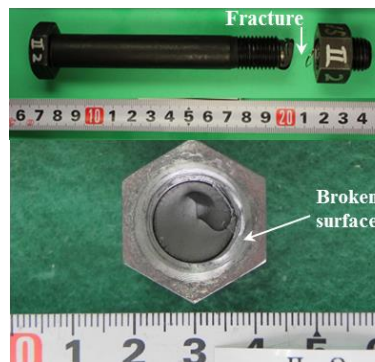
Fig. 6 S-N curves. The fatigue life for $\alpha = \alpha_{\text{middle}}$ is about 1.5 times of the standard bolt-nut ($\alpha = 0$). Independent of α , the fatigue limit at $N = 2 \times 10^6$ stress cycles is 60 MPa.

Table 5 Enhancement ratio of the fatigue life.

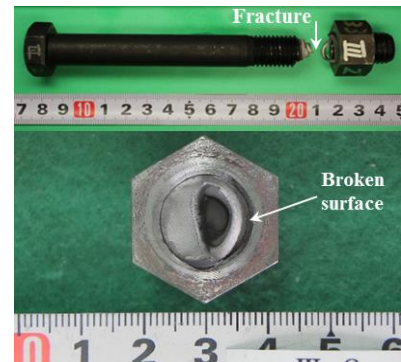
Pitch difference	Stress amplitude σ_{amp} (MPa)				
	160	130	100	80	70
$\alpha = 0$	1	1	1	1	1
$\alpha = \alpha_{\text{middle}}$	1.49	1.60	1.53	1.61	1.21
$\alpha = \alpha_{\text{large}}$	1.26	1.22	1.20	1.21	1.02



(a) $\alpha = 0$

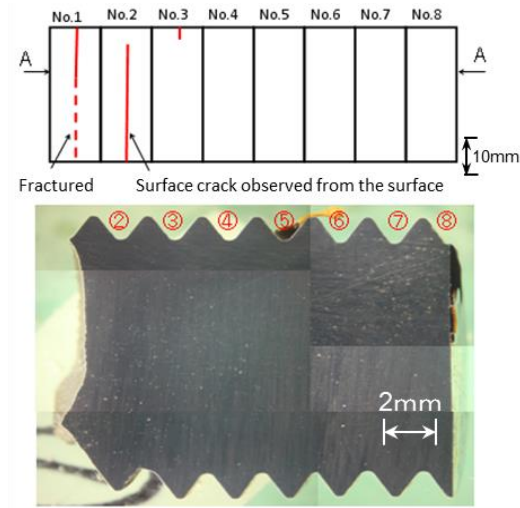


(b) $\alpha = \alpha_{\text{middle}}$

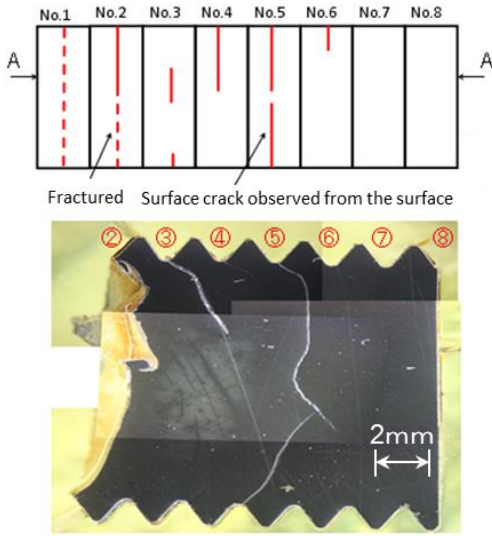


(c) $\alpha = \alpha_{\text{large}}$

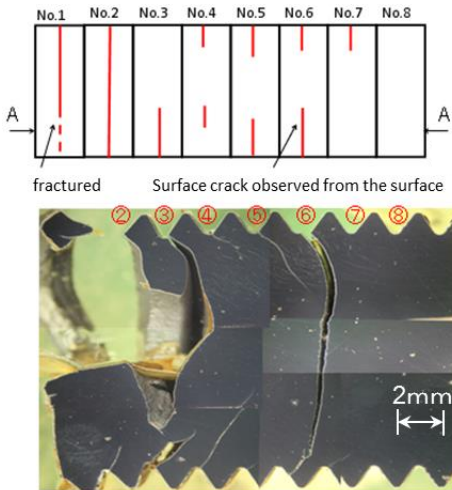
Fig. 7 Fractured specimens for stress amplitude $\sigma_{\text{amp}} = 100 \text{ MPa}$. For $\alpha = 0$, it is confirmed that the fracture always occurs at No.1 thread. For the specimens of $\alpha = \alpha_{\text{middle}}$ and $\alpha = \alpha_{\text{large}}$, the fracture takes place nearby No.1 thread, and the fracture surfaces show noticeably different characteristics.



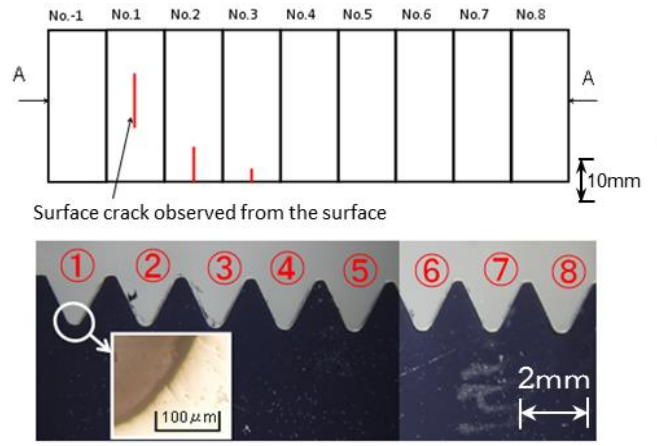
(a) $\alpha=0$



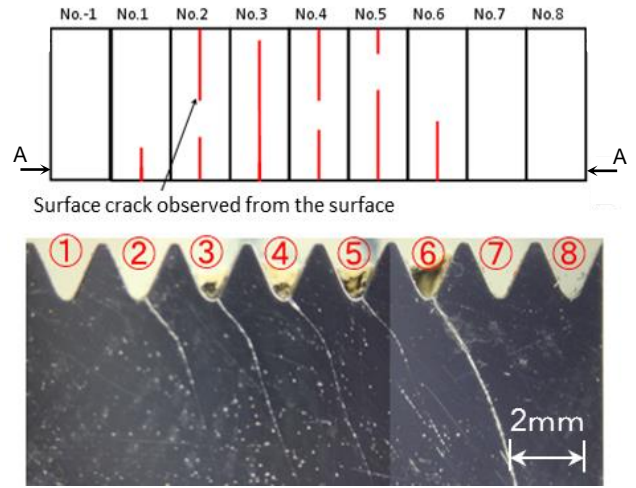
(b) $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$



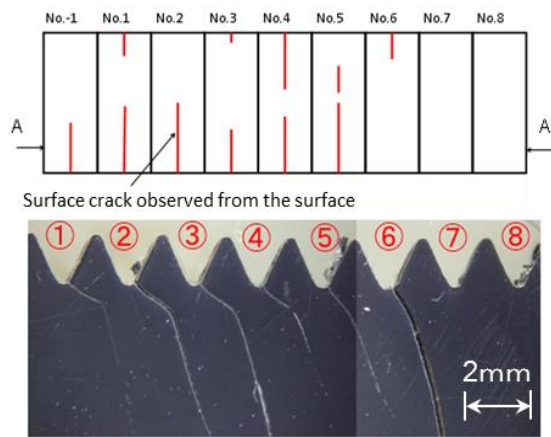
(c) $\alpha=\alpha_{\text{large}}$



(a) $\alpha=0$



(b) $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$



(c) $\alpha=\alpha_{\text{large}}$

Fig. 8 Crack configuration observed from the surface and at the longitudinal section A-A of the bolt when $\sigma_{\text{amp}}=100\text{MPa}$. For $\alpha=0$, the initial crack may occur at thread No.2, and final fracture happens at No.1 thread. For $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ and $\alpha=\alpha_{\text{large}}$, the initial crack may start at No.5 thread or No.6 thread, extending toward thread No.1 and finally fracture happen nearby thread No.1.

Fig. 9 Crack configuration observed from the surface and at the longitudinal section A-A of the bolt when $\sigma_{\text{amp}}=60\text{MPa}$.

て、他の α (図 7 (b), (c)) では大きな段差が付いている。詳細については次節で述べる。

3・2 試験片軸断面におけるき裂観察

図 8 (a), (b), (c) に $\sigma_{amp}=100\text{MPa}$ におけるそれぞれのボルト外周表面から観察したき裂の分布状況を展開図の形式で表す。併せてボルトを軸方向断面で見たき裂の進展状況を示す。同様に図 9 (a), (b), (c) に $\sigma_{amp}=60\text{MPa}$ における $\alpha=0$, α_{middle} , α_{large} の観察結果を示す。図 8(a)より, $\alpha=0$ でき裂は No.1~No.2 のみで観察される。一方, 図 8(b)では, $\alpha=\alpha_{middle}$ で No.5 に大きなき裂が見られ, そこから No.2 にかけてき裂が観察され破断している。ねじ谷からのき裂の発生角度が明瞭に観察できる図 9(b), (c)によれば, 最初のき裂はいずれも No.6 で生じ, 谷底からおよそ角度 10° と読みとれ, 谷底でないことが分かる。図 8(c)の $\alpha=\alpha_{large}$ では No.6 に大きなき裂が見られ, ついで No.1 にかけて全てのねじ底に深いき裂が生じ No.1 で最終破断していることが分かる。図 8,9 の展開図より, き裂発生がある角度に偏っているようにみえる。ねじ溝加工開始点と, これらのき裂集中との関係は認められなかった。なお, き裂が周方向位置に偏るのは, 図 10 を用いて説明したとおり, 一担き裂が生じると, その軸線上に荷重分担力の再配分が生じて, 同一軸線上でき裂の発生を加速していくためである。

以上のことより $\alpha=0$ では No.2 から No.1 にかけてき裂が発生し, そのまま破断に至っているのに対して, α_{middle} , α_{large} の場合, 最初のき裂がそのまま, ボルト谷に沿って, らせん状に連結的に進展しない。この理由について, 図 10 を用いて説明する。応力の高い No.6 ねじに初期き裂が生じ (図 10(a)), それが深くなるにつれてき裂面を含む断面の剛性が低下するので, No.6 および No.7 の荷重分担能力 (F_6, F_7) が減少し (図 10(b)), 一方, No.5 およびそれより頭側のねじは減少分を補うために分担力が増大する。そのため, No.5 ねじに 2 次的なき裂が生じる一方, No.6 のき裂は進展が遅くなるか, 停止する (図 10(c))。このようなき裂の挙動が No.6 から No.1 まで順次繰り返しながら生じる結果, 疲労寿命の向上がもたらされたものと考えられる。

前報 (赤石他, 2013) ではピッチ差による疲労寿命向上が実験的に示されたが, 試験片と条件が少なく寿命向上のメカニズムには言及できなかった。本論文では, き裂発生及び進展状態を明らかにすることで, ピッチ差を設けることによる疲労寿命向上の原因とそのメカニズムを解明することができた。

4. ボルトの疲労による強度解析

4・1 解析条件

ボルトねじ谷の応力解析には, 簡便のため軸対称モデルを用い図 11 に示す。なお, 著者等は, さきの特殊ボルト・ナットの研究 (野田他, 2006) で軸対称モデルとらせん形状モデルの結果の違いを考察し, 軸対称モデル化に伴う応力解析値の誤差が実用上差仕えない程度であることを確認している。すなわち, ボルト端部で荷重分担率の相対誤差は 16%ほどあるものの, その他のねじ底では, 荷重分担率の相対誤差は 7%以内で一致することを明らかにした。通常ボルトでの荷重分担率は, ボルトねじ No.1 で最も高く No.5 まで順次減少し, その大きさの比は No.5 に対して No.1 はおよそ 500%である。ピッチ差により, この大小関係を逆転させる本研究の目的からすれば, 軸対称モデル化による最大誤差 16%は無視してさしつかえない程度であり, 軸対称モデルの妥当性が確認されている。

解析対象は M16 のボルト・ナットによる円筒形被締結物を締結する場合を想定する。ピッチ差は通常ボルト 0 を基準として α だけ大きくし, 用いたピッチ差は $\alpha=0$, α_{middle} , α_{large} とする。ボルトのピッチ p は $2000\mu\text{m}$ である。

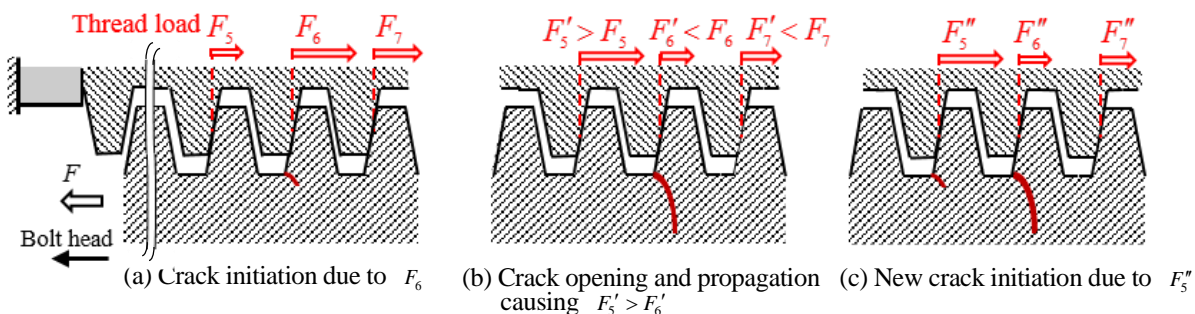


Fig. 10 Crack initiation and extension mechanism due to thread load, (a) \rightarrow (b) \rightarrow (c).

ので、ナットのピッチは、 $(2000+\alpha) \mu\text{m}$ となる。締結部試験体の概略図とボルトねじ谷底の番号は図 1 に示す。また、ボルト、ナット間のクリアランスは、平均的な値である片側 $125\mu\text{m}$ とした (図 1)。ねじ締結体に軸力を与える方法は、被締結物のボルト頭部側の面を固定し、ボルト頭部に軸方向強制変位を与える。用いたモデルの要素タイプは、四辺形軸対称要素で、要素数は約 26500、最小要素サイズは、ボルトねじ底部で $15\mu\text{m} \times 10\mu\text{m}$ とした。解析コードは MSC Marc/Mentat 2012 で、Multifront 法によるスペースソルバを用いている。接触解析には、特殊な境界要素を必要とせず、接触する部分を前もって分かていなくても、接触状態の複雑な変化をシミュレーションできる直接拘束法 (Marc Mentat Corporation, 2012) を採用する。Coulomb 摩擦係数は 0.3 を用いる。

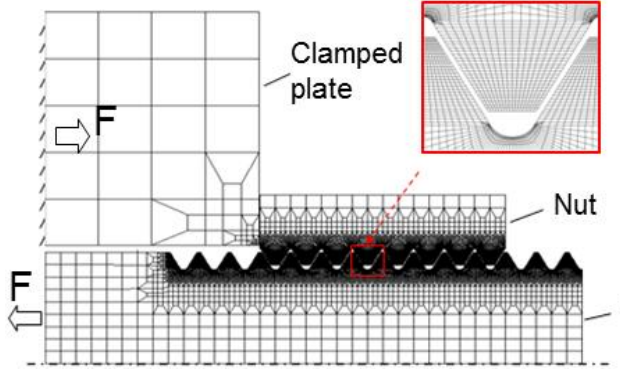


Fig. 11 Axi-symmetric finite element model.

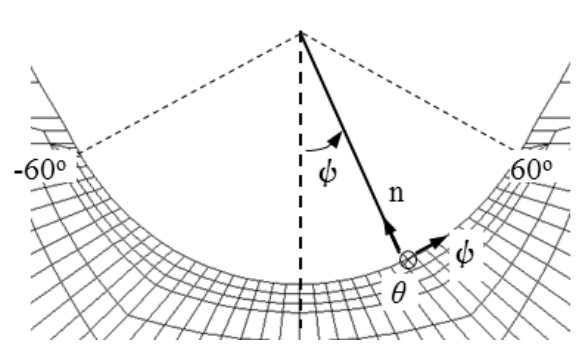
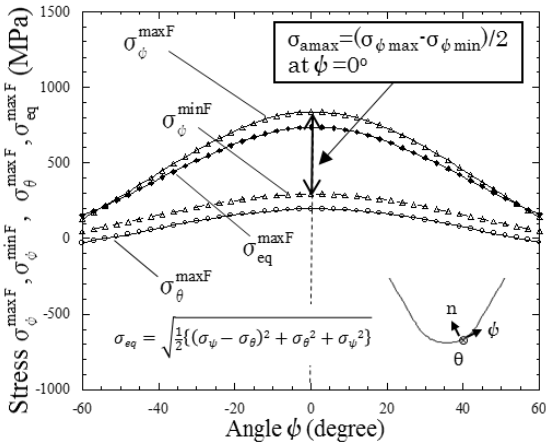
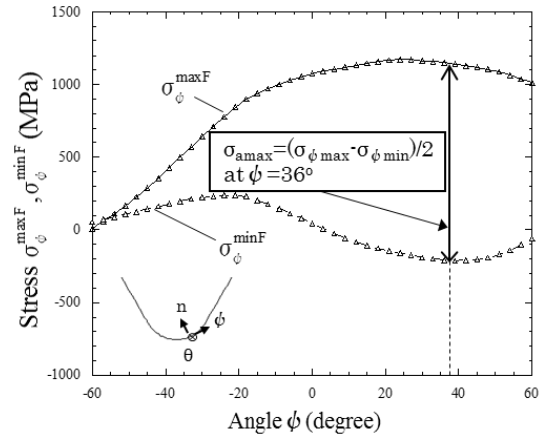


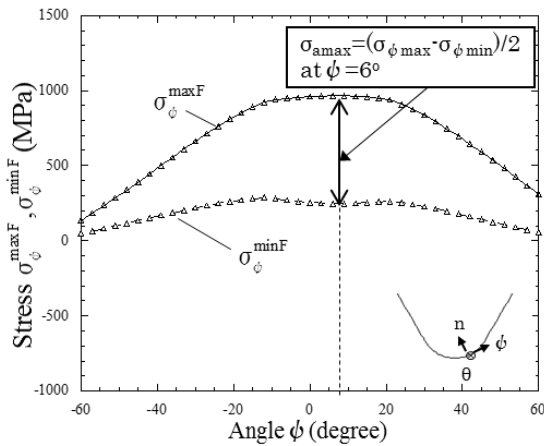
Fig. 12 Coordinate at bolt thread bottom.



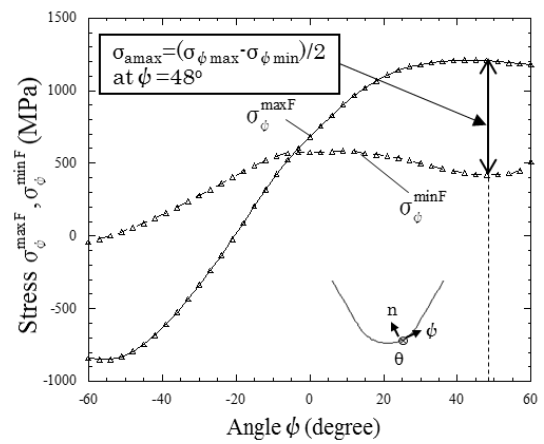
(a) Stress distribution at No.5 thread



(c) Stress distribution at No.7 thread



(b) Stress distribution at No.6 thread



(d) Stress distribution at No.8 thread

Fig. 13 Stress distribution at a bolt thread when $\alpha = \alpha_{\text{middle}}$, $\sigma_{\text{amp}} = 100\text{MPa}$, $F = 30 \pm 14.1\text{kN}$. The comparison of the stress variations σ_ψ , σ_θ and the equivalent von-Mises stress σ_{eq} at thread No.5 is shown in (a). Herein, the stress variation σ_ψ is taken into account. (b), (c) and (d) present the stress σ_ψ at No.6 to No.8 thread when $F = 30 \pm 14.1\text{kN}$, and the position of the maximum stress amplitude is marked.

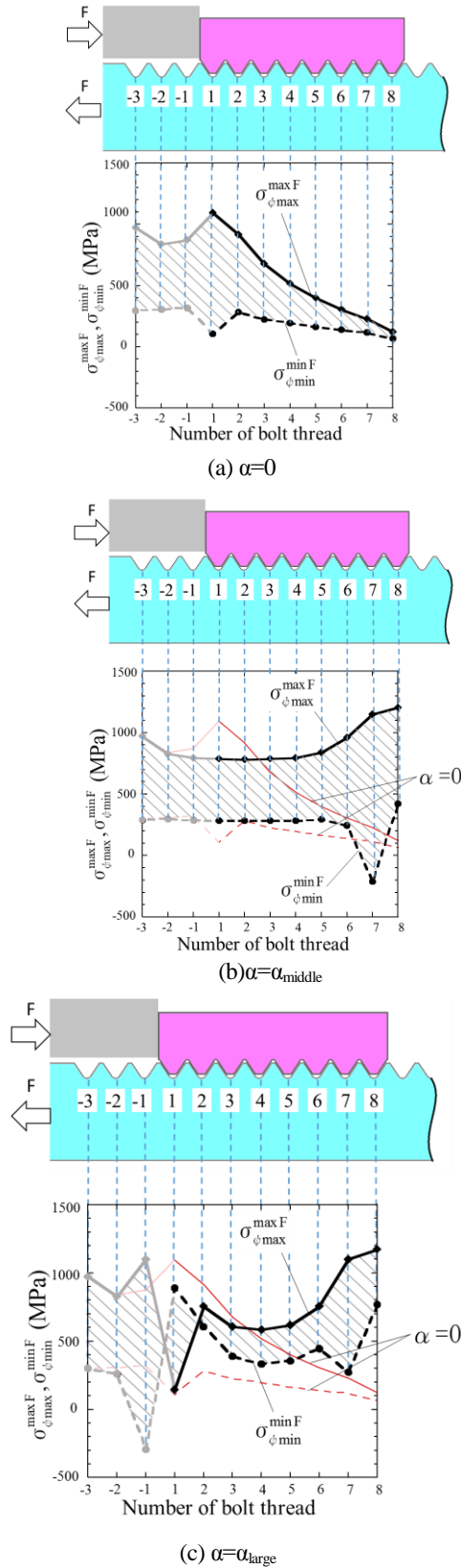


Fig. 14 Maximum stress $\sigma_{\phi \max}^{\max F}$ and minimum stress $\sigma_{\phi \min}^{\min F}$ at each threads when $\sigma_{\text{amp}}=100\text{MPa}$. At each bolt thread from thread No.-3 to thread No.8, the maximum stress and minimum stress are investigated at the point where the maximum stress amplitude appears.

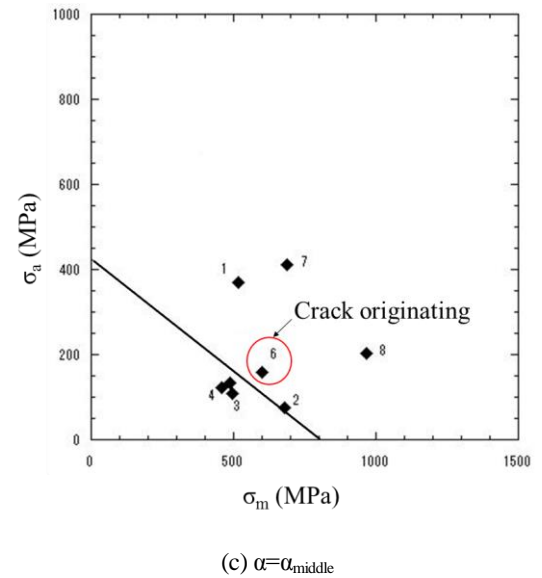
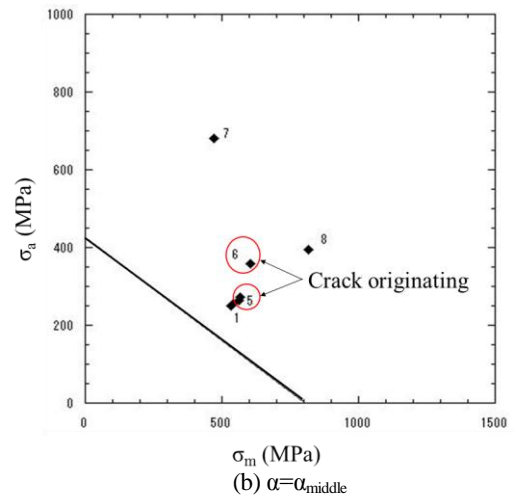
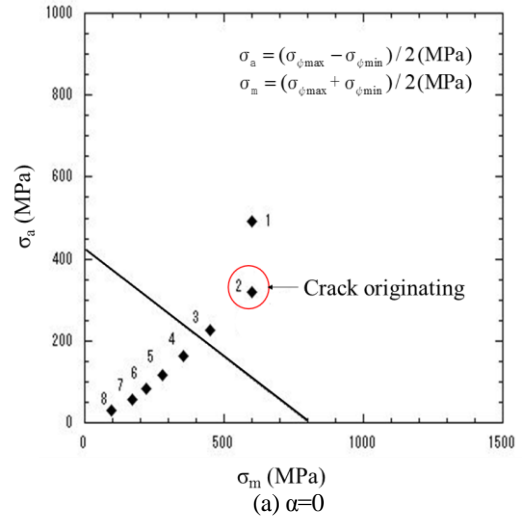


Fig. 15 Endurance limit diagram when $\sigma_{\text{amp}}=100\text{MPa}$. The maximum stress amplitude and the mean stress are discussed by plotting the results in Fig. 13 in comparison with Soderberg line representing the endurance limit for plain specimen.

4・2 ねじ底部の応力解析結果

ねじ谷底に生じる疲労破壊を想定して、いかなる応力に注目するかについて検討する。図 12 のように座標 n, ϕ, θ をとる。図 13(a)には、ピッチ差 $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ を例にとつて、最大荷重 $F=30+14.1\text{kN}$ 負荷時のねじ谷 No.5 に生じる各種応力 $\sigma_{\phi}^{\text{maxF}}, \sigma_{\theta}^{\text{maxF}}, \sigma_{\text{eq}}^{\text{maxF}}$ の分布と最小荷重 $F=30-14.1\text{kN}$ 負荷時の $\sigma_{\phi}^{\text{minF}}$ を示す。最大荷重負荷時の各種応力を比較すると σ_{ϕ} が $\sigma_{\theta}, \sigma_{\text{eq}}$ に比べて最も大きい。よってここではボルトの疲労強度を支配する応力として σ_{ϕ} に着目する。図 13(b)～(d)に各ねじ谷 No.6～8 に生じる最大荷重時の応力 $\sigma_{\phi}^{\text{maxF}}$ と、最小荷重時の応力 $\sigma_{\phi}^{\text{minF}}$ を示す。これらの差が応力振幅で、最大の応力振幅 $\sigma_{a\text{max}}$ が生じる角度 (ϕ) における応力状態をもって強度評価を行なう。そこで、 $\sigma_{a\text{max}}$ が生じる ϕ における平均応力 σ_m と応力振幅 σ_a を耐久線図中にプロットする。

4・3 強度解析

図 14 に最大、最小荷重時のボルト各ねじ谷に生じる最大応力振幅の位置での $\sigma_{\phi\text{max}}^{\text{maxF}}, \sigma_{\phi\text{min}}^{\text{minF}}$ を示す。図中ねじ谷 No.1～3 に付いても参考までに示しているが、例外を除きピッチ差による影響が小さいことや、ナットと嵌合し、疲労試験で破壊したねじ谷 No.1～8 を対象に吟味する本研究目的から No.1～3 の解析結果はプロットから除外する。図 14 によれば最大応力振幅 $\sigma_{\phi\text{max}}^{\text{maxF}}$ は $\alpha=0$ では No.1 が最大で順次減少する一方、 $\alpha=\alpha_{\text{middle}}, \alpha=\alpha_{\text{large}}$ ではいずれも $\alpha=0$ と対照的に No.8 が最大で順次減少する。図 15 には、平滑材の耐久線を用いて、ピッチ差 $\alpha=0, \alpha_{\text{middle}}, \alpha_{\text{large}}$ それぞれにおけるねじ底応力をプロットしている。ここで、縦軸は応力振幅 $\sigma_a=(\sigma_{\text{fmax}}-\sigma_{\text{fmin}})/2$ 、横軸は平均応力 $\sigma_m=(\sigma_{\text{fmax}}+\sigma_{\text{fmin}})/2$ である。この線図はねじ谷面における最大応力値を平滑材の耐久線と対比したもので、厳密な意味での強度評価ではなく、疲労破壊に対する相対的な安全性をみたものである。解析結果の図 15(a)によれば、ボルトねじ谷 No.1 が最も危険であるのに対して、実験結果では多くの場合 No.2 からき裂が発生しており解析が実験を高い精度で近似しているとはいえない(図 8(a))。図 15(b)に示す $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ の解析では No.7 に次いで No.8 の応力状態が高く、実験結果では No.5 と No.6 から初期き裂が発生しており、応力解析と一致しない(図 8(b))。さらに、図 15(c)に示す $\alpha=\alpha_{\text{large}}$ についても No.6 で初期き裂が発生しているのに対し、解析結果とは一致しない(図 8(c))。そこで、以下に新たな視点からの解析を進めた。

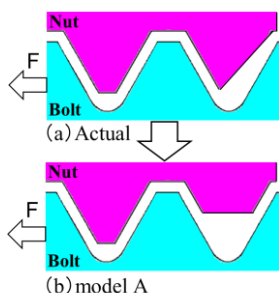


Fig. 16 Incomplete thread model A.

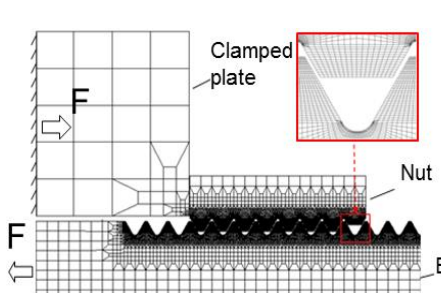


Fig. 17 Axi-symmetric finite element model A considering incomplete thread.

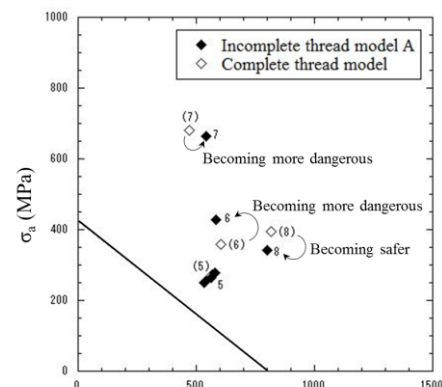


Fig.18 Endurance limit diagram considering incomplete thread when $\alpha=\alpha_{\text{middle}}, \sigma_{\text{amp}}=100\text{MPa}$. The No.8 thread stress decreases and the No.6 thread stress increases. However, the No.6 thread stress is not most dangerous because No.8 thread still contacts to the bolt thread.

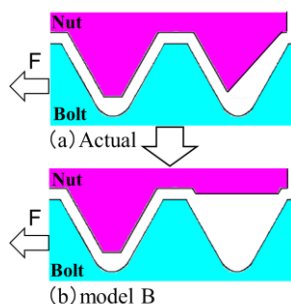


Fig. 19 Incomplete thread model B.

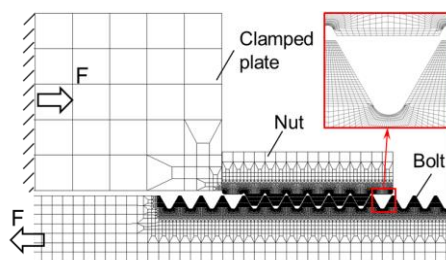
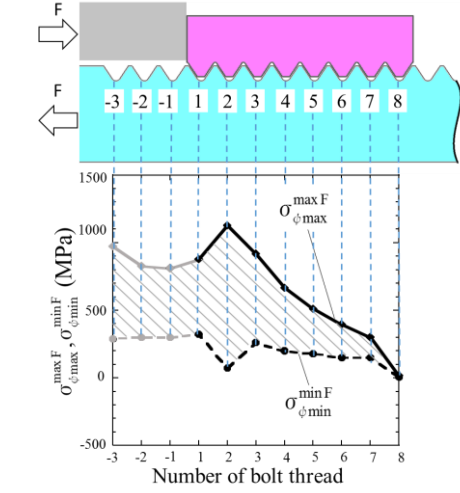
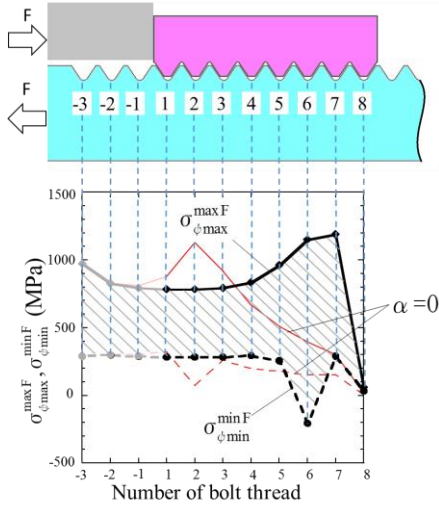


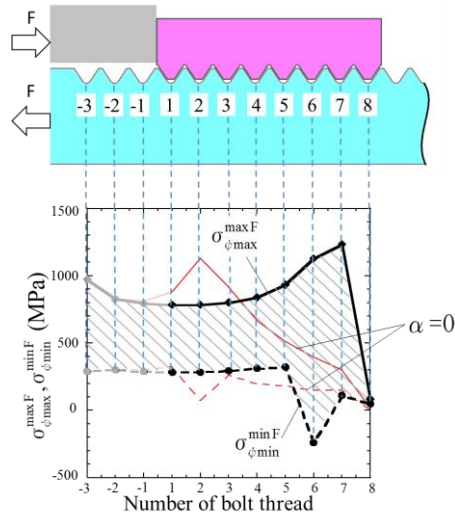
Fig. 20 Axi-symmetric finite element model B considering incomplete threads at both ends of nut.



(a) $\alpha=0$

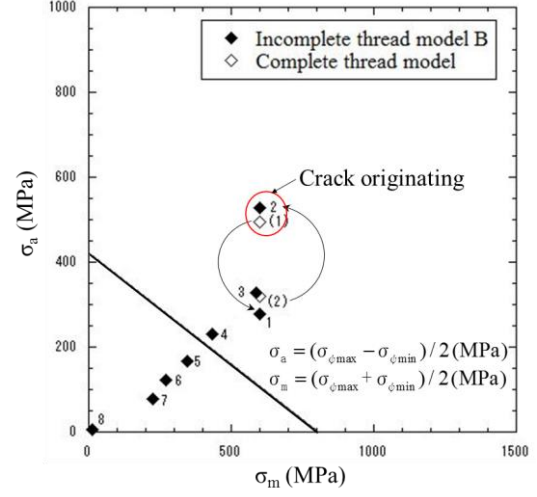


(b) $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$

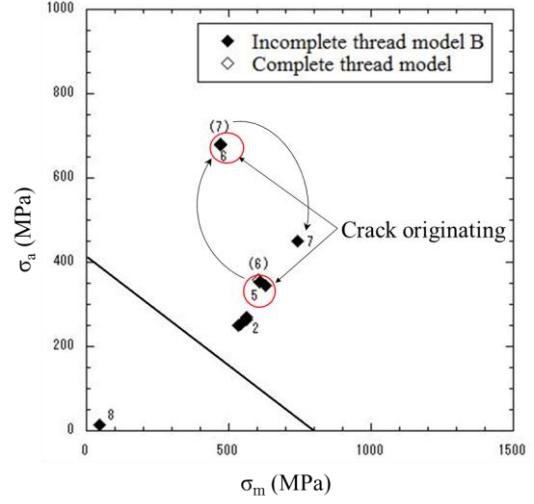


(c) $\alpha=\alpha_{\text{large}}$

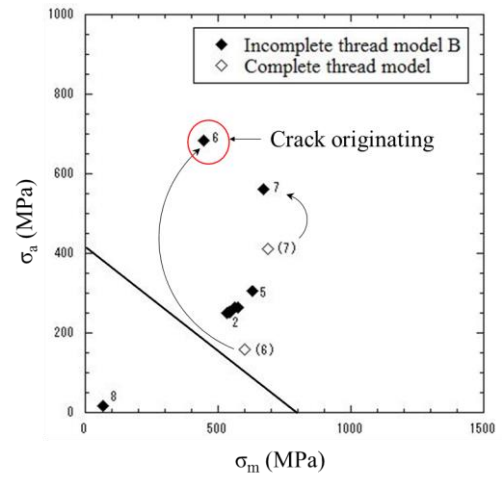
Fig. 21 Maximum stress $\sigma_{\phi}^{\max F}$ and minimum stress $\sigma_{\phi}^{\min F}$ at each threads for model B.



(a) $\alpha=0$



(b) $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$



(c) $\alpha=\alpha_{\text{large}}$

Fig.22 Endurance limit diagram when $\sigma_{\text{amp}}=100\text{MPa}$ for model B. From model A to model B, for $\alpha=0$ the most dangerous thread is changed from No.1 to No.2. For $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$, No.6 thread becomes most dangerous, similar to Fig. 8 (b). For $\alpha=\alpha_{\text{large}}$, No.6 thread become most dangerous in agreement with Fig. 8 (c).

5. 応力解析の精度についての考察

本研究で用いてきた 8 山モデルではボルトの疲労破壊位置を正確にシミュレーションできず、より実態に近いモデルの考察が必要である。以下ではナット両端ねじ山に付加される面取りによる影響を 2 通りのモデル (A, B) で考察する。

5・1 不完全ねじ山モデル A

ナットのねじ端 No.1, No.8 においては、ねじ山の幅は 0~100% に変化しているが、本研究では幅 100% の円環状の山を想定している。しかも、現実には図 2 のように端面フランクには面取りが施され、このようなナット端の不完全な状態を解析モデルに反映させた解析は前報 (野田他, 2015) で既に試みており、そこではクリアランスの影響も併せて考察した。図 16 に前報で仮定した不完全ねじ部のモデル A を示す。用いた解析モデルを図 17 に、応力解析結果を耐久線図の形で図 18 に示す。図 18 より、不完全ねじを考慮することにより No.8 の応力状態が緩和され、No.6 の応力状態が危険側に移行するが、疲労試験で最初にき裂が生じたと考えている No.6 が最も危険な応力状態にはなっていない。

5・2 不完全ねじ山モデル B : 6 山モデルの提案

モデル A では、ボルトを締結するとナット両端のねじ山高さの半分がボルトに接触するため、不完全ねじ山による効果は、十分とはいえなかった。このことが、No.6 に最初に生じた疲労き裂を解析的にシミュレーションできなかった理由と考えて、疲労き裂発生の実態に合う新たなモデルを検討した。その結果、不完全度合いの究極としてナット両端ねじを欠落させたモデルを考え、これをモデル B として図 19 に示す。ナット端が面取りされたモデルでは、ナットのねじ山は相対するボルトねじ山と接触し難いことからモデル B を仮定した。図 20 に用いた解析モデルを示す。

図 21 にはモデル B において最大、最小荷重作用時に、ピッチ差を変化させた各場合においてボルトねじ底に生じる応力 $\sigma_{\phi \max}^{\max F}$, $\sigma_{\phi \min}^{\min F}$ を示す。ピッチ差 $\alpha=0$ ではき裂発生位置 No.2 で最も大きい応力振幅が生じる。図 21(b), (c) のピッチ差を設けた場合には No.6 の応力振幅が最も高くなり、き裂発生位置やその深さの傾向と一致する。図 22 に各ピッチ差での応力状態を耐久線図の形で示す。図 22(a) の $\alpha=0$ では、No.1 が安全側に No.2 が危険側に移行し、No.2 が最も危険な応力状態となる。図 8(a) の実験結果のき裂発生位置 No.2 と一致する。図 22(b) の $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ では、No.7 が安全側に No.6 が危険側に移行し、No.6 が最も危険な応力状態となる。図 8(b) の実験結果き裂発生位置 No.5, No.6 により近い解析結果が得られた。図 22(c) の $\alpha=\alpha_{\text{large}}$ についても同様に No.6 が最も危険な応力状態となりき裂発生位置 No.6 と一致する。このことより、ナット両端を面取りした新解析モデルの優位性が示され、実験結果に近い精度の良い解析が可能となった。

6. 結 言

ナットにプラスのピッチ差 $\alpha=0$, $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$, $\alpha=\alpha_{\text{large}}$ を設けた M16 ボルト (強度区分 8.8) とナット (8 山) とを組合せたボルト締結体を用いてボルトねじ谷応力の FEM 解析と疲労試験を行い、ピッチ差を設けることの疲労強度への影響について考察を行い、あわせて、応力解析の高精度化を試みた。具体的な結論をまとめて以下に示す。

(1) ナット両端部の面取りの影響を大きく想定し、あわせて形状単純化のためにナット両端のねじ山を消去した新モデル (モデル B) を考察した。このモデルを用いた解析により、最も危険な応力状態にあるねじ谷を明らかにした。この位置は、疲労試験によりき裂が最初に生じた位置とよく一致し、精度の高い解析が行えることを明らかにした。

(2) 高応力域においては、ピッチ差を設けることによって長寿命化し、ピッチ差 $\alpha=0\mu\text{m}$ に対して寿命比の最も大きな $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ では、約 1.5 倍であった。 2×10^6 回疲労限度については、 $\alpha=0$ では停留き裂で疲労限度であると判断されるのに対して $\alpha=\alpha_{\text{middle}}$ と $\alpha=\alpha_{\text{large}}$ ではボルト中心部に達する深いき裂が生じており、このことから本研究に用いたピッチ差の導入により、疲労限の向上は得られなかった。

(3)ピッチ差を設けることにより、き裂は No.6 で発生し、それに伴う剛性の低下、ボルトねじの荷重分担率の変化などの影響を受けて初期き裂はそのねじ谷に沿って伝播せず、ボルト頭側のねじ谷すなわち、No.5、No.4 へと移行していき、最終破断は No.1 で生じる。このようにき裂発生点が順次移行していくためにき裂伝播寿命が長くなり、No.1～2 を起点に一気に破断する $\alpha=0$ よりも疲労破壊寿命が長くなるものと判断される。

本論文では、呼び径 M16 のみの限定された条件下であるが、異なるピッチを有するボルト締結体の疲労寿命向上のメカニズムを明らかにできた。新モデルによる FEM 解析と疲労試験結果が対応していることから、今後、異なる呼び径やボルト材質等の他の因子の影響についても本解析法を用いて解明していく予定である。

謝 辞

本研究には、大学院学生赤石雄一郎氏の助力を得た。また、本研究の一部は科研費基盤研究 (C) (一般)課題番号 23560164(研究代表：高瀬康)と(財)北九州産業学術推進機構産学連携・研究開発事業助成金(研究代表：野田尚昭)の援助を得た。記して謝意を表する。

文 献

- 赤石雄一郎，陳鑫，于洋，玉崎英俊，野田尚昭，佐野義一，高瀬康，異なるピッチを有するボルト・ナットの組合せによる疲労寿命向上とクリアランスの影響，自動車技術会論文集，Vol.4, No.44(2013), pp.1111-1117.
- 濱中ナット株式会社，締結部分及び締結方法，特開 2006-118691(2006).
- ハードロック工業株式会社，緩み止めナット，特開 2002-195236(2002).
- 平井敬二，宇野暢芳，超高強度ボルトの疲労強度に関する研究，日本建築学構造系論文集，No.595(2005), pp.117-122.
- 泉聡志，横山喬，寺岡卓也，岩崎篤，酒井信介，斎藤金次郎，名川政人，野田秀樹，ゆるみ止め性能を有するスーパースリットナットの有限要素法による機能検証，日本機械学会論文集 A 編，Vol.71, No.703(2005), pp.380-386.
- 久原昌浩，肖陽，野田尚昭，ねじ山高さの漸減により応力集中を緩和させる条件，日本機械学会論文集 A 編，Vol.74, No.746(2008), pp.1305-1313.
- 桑原進，脇山広三，多田元英，金振鎬，宇野暢芳，高力ボルトのねじ形状に関する研究，日本建築学会大会(1990), pp.1545-1546.
- Marc Mentat Corporation, Theory and user information, Vol. A, Tokyo, MSC. Software 2012(2012), pp.573-574.
- 丸山一男，有限要素法および銅めっき法によるねじ結合体の応力解析(第 3 報)，日本機械学会論文集，Vol.41, No.348(1975), pp.2292-2302.
- 新日本製鐵株式会社，鋼製ボルトセット，特開 2005-265150(2005).
- 西田新一，機械機器破損の原因と対策，日刊工業新聞社(1986), p.116.
- Nishida, S.-I., Urashima, C. and Tamasaki, H., A new method for fatigue life improvement of screws, European Structural Integrity Society, No.22(1997), pp.215-225.
- 野田尚昭，佐野義一，高瀬康，陳鑫，丸山光，王寰，藤澤良太，異なるピッチ差によって疲労寿命を向上させたボルト・ナット締結体における緩み止め性能の研究，自動車技術会論文集，Vol.46, No.1(2015), pp.121-126.
- 野田尚昭，野間俊介，斎藤金次郎，名川政人，湯本淳，肖陽，新型アウターキャップ式ナットの応力集中緩和効果と緩み止め効果，日本機械学会論文集 A 編，Vol.72, No.721(2006), pp.1318-1325.
- Noda, N.-A., Xiao, Y. and Kuhara, M., The reduction of stress concentration by tapering threads, Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol.5, No.8(2011), pp.397-408.
- 杉村宣行，疲労特性に優れたピッチ差をつけたねじ，特開 1989-224510(1989).
- 砂本大造，藤原昌晴，ボルトの疲れ強さ，三菱重工技報，Vol.3, No.2(1966), pp.171-178.
- 肖陽，久原昌浩，野田尚昭，斎藤金次郎，名川政人，湯本淳，緩み止め植込みボルトにおける薄肉変形部の最適寸法について，日本機械学会論文集 A 編，Vol.74, No.743(2008), pp.954-960.
- 肖陽，万泉，野田尚昭，赤石雄一郎，高瀬康，西田新一，異なるピッチを有するナットとねじ山高さを漸減したボルトの組合せによるボルト強度向上について，自動車技術会論文集，Vol.42, No.4(2011), pp.927-933.

Yakushev, A. I., Effect of manufacturing technology and basic thread parameters on the strength of threaded connexions, Pergamon Press (1964), pp.205-209 [照会訳, 山本晃:ねじ随説(24)-ねじの疲れ強さ(3)-, 機械の研究, 19-2(1967-2)363].

References

- Akaishi, Y.-I., Chen, X., Yu, Y., Tamasaki, H., Noda, N.-A., Sano, Y. and Takase, Y., Fatigue strength analysis for bolts and nuts which have slightly different pitches considering clearance, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.4, No.44(2013), pp.1111-1117 (in Japanese).
- Hamanaka Nut KK, Fastening part and fastening method, Patent Abstracts of Japan, Japanese patent disclosure 2006-118691(2006), 2006-5-11(2006) (in Japanese).
- Hard Lock Industry KK, Looseness preventing nut, Patent Abstracts of Japan, Japanese patent disclosure 2002-195236(2002), 2002-7-10(2002) (in Japanese).
- Hirai, K. and Uno, N., Fatigue strength of super high strength bolt, Transaction of the Architectural Institute of Japan, No.595(2005), pp.117-122 (in Japanese).
- Izumi, S., Yokoyama, T., Teraoka, T., Iwasaki, A., Sakai, S., Saito, K., Nagawa, M. and Noda, H., Verification of anti-loosening performance of super slit nut by finite element method, Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.71, No.703(2005), pp.380-386 (in Japanese).
- Kuhara, M., Xiao, Y., Noda, N.-A., The reduction of stress concentration by tapering threads, Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.74, No.746(2008), pp.1305-1313 (in Japanese).
- Kuwahara, S., Wakiyama, K., Tada, M., Kim, S. and Uno, N., A study on the thread shape of the high strength bolt, Summaries of technical papers of annual meeting Architectural Institute of Japan, (1990), pp.1545-1546 (in Japanese).
- Marc Mentat Corporation, Theory and user information, Vol. A, Tokyo, MSC. Software 2012(2012), pp.573-574.
- Maruyama, K., Stress analysis of a bolt-nut Joint by the finite element method and the copper-electroplating method (3rd report), Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.41, No.348(1975), pp.2292-2302 (in Japanese).
- Nippon Steel KK, Steel bolt set, Patent Abstracts of Japan, Japanese patent disclosure 2005-265150(2005).
- Nishida, S.-I., Failure analysis in engineering applications, Butterworth Heinemann, Oxford, (1994). p.96 (in Japanese).
- Nishida, S.-I., Urashima, C. and Tamasaki, H., A new method for fatigue life improvement of screws, European Structural Integrity Society, No.22(1997), pp.215-225.
- Noda, N.-A., Sano, Y., Takase, Y., Chen, X., Maruyama, H., Wang, H. and Fujisawa, R., Anti-loosing performance of special bolts and nuts having enhanced fatigue life by introducing pitch difference, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.46, No.1(2015), pp.121-126 (in Japanese).
- Noda, N.-A., Noma, S., Saito, K., Nagawa, M., Yumoto, A. and Xiao, Y., Stress reduction effect and anti-loosening performance of outer cap nut by finite element method, Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.72, No.721(2006), pp.1318-1325.
- Noda, N.-A., Xiao, Y. and Kuhara, M., The reduction of stress concentration by tapering threads, Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol.5, No.8(2011), pp.397-408.
- Sugimura, N., Screw with difference in pitch excellent in fatigue property, Patent Abstracts of Japan, Japanese patent disclosure 1989-224510(1989), 1989-9-7(1989).
- Sunamoto, T. and Fujiwara, M., Fatigue strength of bolts, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol.3, No.2(1966), pp.171-178 (in Japanese).
- Xiao, Y., Kuhara, M., Noda, N.-A., Saito, K., Nagawa, M. and Yumoto, A., Optimum dimensions of thin walled tube on the mechanical performance of super stud bolt, Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A, Vol.74, No.743(2008), pp.954-960 (in Japanese).
- Xiao, Y., Wan, Q., Noda, N.-A., Akaishi, Y.-I., Takase, Y. and Nishida, S.-I., Stress reduction effect of tapering thread bolts and nuts which have slightly different pitches, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.42, No.4(2011), pp.927-933 (in Japanese).
- Yakushev, A. I., Effect of manufacturing technology and basic thread parameters on the strength of threaded connexions, Pergamon Press, (1964), pp.205-209.